

基于多体理论的数控机床精度逆设计方法^{*}

邢元 张连洪 何柏岩 王树新

(天津大学机构理论与装备设计教育部重点实验室,天津 300072)

摘要:为使机床精度设计有定量的理论数值供参考,依据线性空间集合与映射的数学理论,以多体系统误差建模理论为基础,建立了机床几何误差综合作用时的产品加工质量近似模型。运用蒙特卡罗法对满足加工精度要求的产品进行关键参数数据抽样,从而依据近似模型逆向推导数控机床各轴几何精度。以螺旋锥齿轮铣齿机各轴精度逆设计为例,近似模型以显式的方式揭示了机床几何误差和齿面加工误差间的定量关系,可有效地依据齿轮精度要求逆向推导机床各轴几何精度。

关键词:多体理论 数控加工 几何精度 加工精度 逆设计

中图分类号: TG502.13 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)03-0282-06

引言

机床精度直接决定产品的加工质量。通常情况下,机床的精度设计根据经验积累进行,没有定量的理论数值可以参考。设定的机床精度过低或过高,直接导致加工精度偏低或机床成本太高。

多体系统是对一般机械系统的完整抽象和有效描述,是分析和研究机械系统的最优模型形式^[1]。基于多体理论的机床误差建模方法,以其特有的低序体阵列来描述复杂系统,使运动学建模程式化、规范化,能够全面描述机床各项误差及其相互耦合作用,在多轴数控机床误差建模方面得到广泛、成功的应用^[2-5]。

本文以多体理论为基础,依据线性空间集合与映射的数学语言,定义机床几何误差模型,构建机床几何误差综合作用时的产品加工精度近似模型。以此为基础,运用蒙特卡罗法进行满足产品加工精度要求的数控机床各运动轴精度逆设计。为实际机床设计提供定量数值参考,并建立可靠的理论依据。

1 机床精度逆设计方法

在线性空间中,机床误差与产品加工质量之间的关系可采用集合与映射的数学语言进行描述:

定义域:设机床各轴 X_i ($i=1, \dots, n$, n 为轴数) 精度理论值 a_i , 实际值 x_i , 偏差范围 δ_i , 且 $\delta_i > 0$, 则单轴运动误差空间集合 $A_i \{x_i | |x_i - a_i| < \delta_i\}$ 。

值域:设产品精度理论值 b , 实际值 y , 偏差 μ , 且 $\mu > 0$, 则产品精度集合 $B \{y | |y - b| < \mu\}$ 。

由于机床各部件精度直接决定产品精度,机床构型和运动关系构成了两者间的映射关系,即精度映射函数。函数具体定义、结构以及性质如下。

定义:设 A 和 B 是两个非空集,若存在一个对应规律 f ,使得对于每一个 $x \in A$ 有唯一的 $y \in B$ 与之对应,则 f 称为 A 到 B 的映射,记为

$$f: A \mapsto B \text{ 或者 } f: x \mapsto y \quad (x \in A) \quad (1)$$

y 称为 x 在映射 f 下的像,记为 $y = f(x)$ 或 $y = fx$ 。集 A 称为映射 f 的定义域,记为 $D(f)$ 。集

$$f(A) = \{f(x) | x \in A\} \quad (2)$$

称为映射 f 的值域,记为 $R(f)$ 。

函数具有如下性质:

(1) f 称为满射,即 $R(f) = B$ 。

(2) f 为单射,即对于每一个 $y \in R(f)$,存在唯一的 $x \in A$ 使得 $f(x) = y$ 。

所以 f 称为双射,或称为 A 到 B 上的一一映射。

机床精度逆设计方法可抽象定义为已知值域 B 和映射 f ,依据一一映射的概念,通过值域逆向推导唯一定义域 A , A 即为机床各轴运动精度。

以螺旋锥齿轮铣齿机加工为例,该机床精度逆设计方法具体实现过程如图1所示,分为两个步骤:机床误差正向推导的过程,以建立精度映射函数 f ;机床精度逆向解析的过程,以由产品精度逆向推导机床各轴精度。

收稿日期:2012-12-18 修回日期:2013-01-20

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50875182)和机构理论与装备设计教育部重点实验室开放课题资助项目

作者简介:邢元,讲师,主要从事复杂曲面数控加工研究,E-mail: yuanxing1123@126.com

通讯作者:张连洪,教授,博士生导师,主要从事数字化加工研究,E-mail: zhanglh@tju.edu.cn

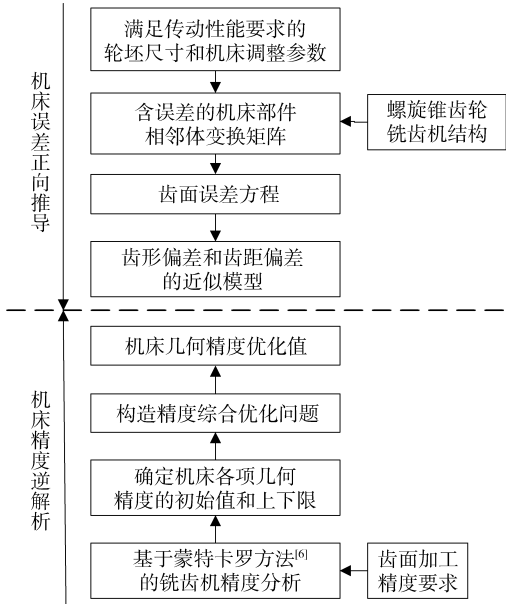


图 1 机床精度逆设计原理图

Fig.1 Machine precision reverse design

2 机床误差正向推导

本文以国产 YK2275 型数控铣齿机(图 2 所示)作为研究对象,该机床可采用五轴联动的方法加工格里森齿制齿轮及采用六轴联动的方法加工奥林康齿制齿轮。铣齿机的最大加工直径为 762 mm,加工精度 6 级^[7-8]。

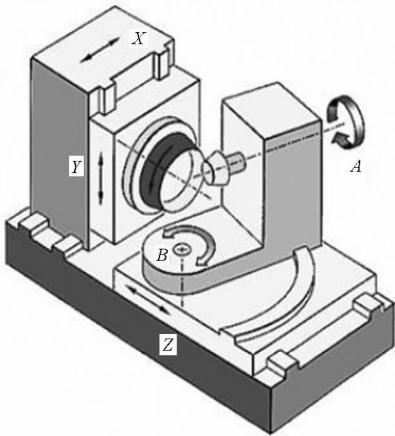


图 2 YK2275 型数控铣齿机简图

Fig.2 YK2275 NC milling machine

2.1 含误差的齿面模型建立

依据多体系统理论,得到机床拓扑结构示意图,如图 3 所示。

机床几何误差包含位置误差和运动误差^[9-10]。机床的位置误差共有 9 项: X 、 Y 、 Z 轴工作台参考轴之间的 3 个垂直度误差 η_{xy} 、 η_{xz} 、 η_{yz} , A 轴回转轴线与 B 轴工作台局部坐标系轴线 x_6 、 y_6 之间的垂直度误差 η_{xa} 、 η_{ya} , B 轴工作台回转轴线与 Z 轴工作台局部坐标系轴线 x_5 、 z_5 之间的垂直度误差 η_{xb} 、 η_{zb} , 刀盘 C

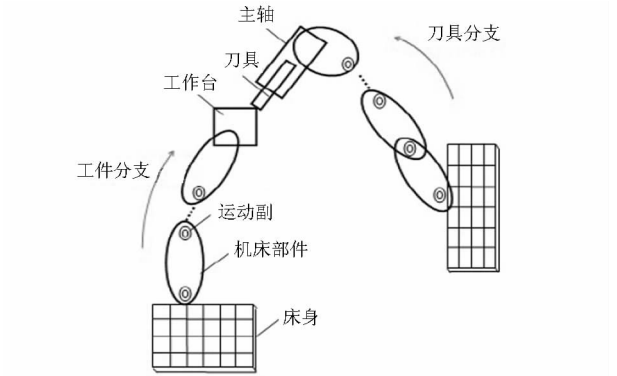


图 3 机床拓扑结构

Fig.3 Machine topology structure

轴与 Y 轴工作台局部坐标系轴线 x_3 、 y_3 之间的垂直度误差 η_{xc} 、 η_{yc} 。机床的运动误差共有 30 项: X 轴工作台平移时有 6 项误差元素:直线定位误差 δ_{2sx} ,沿 Y 、 Z 方向的直线度误差 δ_{2sy} 、 δ_{2sz} ,由 X 轴工作台平移引起的滚转误差 ε_{3sy} 、俯仰误差 ε_{3sx} 、偏摆误差 ε_{3sz} 。 Y 轴工作台平移时有 6 项误差元素:直线定位误差 δ_{3sy} ,沿 X 、 Z 方向的直线度误差 δ_{3sx} 、 δ_{3sz} ,由 Y 轴工作台平移引起的滚转误差 ε_{2sx} 、俯仰误差 ε_{2sy} 、偏摆误差 ε_{2sz} 。 Z 轴工作台平移时有 6 项误差元素:直线定位误差 δ_{5sz} ,沿 X 、 Y 方向的直线度误差 δ_{5sx} 、 δ_{5sy} ,由 Z 轴工作台平移引起的滚转误差 ε_{5sz} 、俯仰误差 ε_{5sx} 、偏摆误差 ε_{5sy} 。 A 轴工作台回转运动时有 6 项误差元素:轴向窜动误差 δ_{7sz} ,沿床身系统 X 、 Y 方向的径向跳动误差 δ_{7sx} 、 δ_{7sy} ,旋转定位误差 ε_{7sz} ,由 A 轴转动引起的绕 X 、 Y 轴的转角误差 ε_{7sx} 、偏摆误差 ε_{7sy} 。 B 轴工作台回转运动时有 6 项误差元素:轴向窜动误差 δ_{6sy} ,沿床身系统 X 、 Z 方向的径向跳动误差 δ_{6sx} 、 δ_{6sz} ,旋转定位误差 ε_{6sy} ,由 B 轴转动引起的绕 X 、 Z 轴的转角误差 ε_{6sx} 、偏摆误差 ε_{6sz} 。

依据各个部件之间运动关系,可写出包含机床几何误差的相邻体变换矩阵。依据 YK2275 型螺旋锥齿轮铣齿机各个部件之间的运动关系,建立包含机床几何误差的相邻体变换矩阵。

Y 轴工作台与 X 轴工作台之间的变换矩阵为

$$V_{AS23} = V_{AS23} V_{AS23} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -\eta_{xy}y \\ 0 & 1 & 0 & y \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$
$$\begin{bmatrix} 1 & -\varepsilon_{3sz} & \varepsilon_{3sy} & \delta_{3sx} \\ \varepsilon_{3sz} & 1 & -\varepsilon_{3sx} & \delta_{3sy} \\ -\varepsilon_{3sy} & \varepsilon_{3sx} & 1 & \delta_{3sz} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

刀盘 C 轴与 Y 轴工作台之间的变换矩阵为

$$\boldsymbol{V}_{AS34} = \boldsymbol{V}_{ASpe34} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\eta_{xc} & 0 \\ 0 & 1 & -\eta_{yc} & 0 \\ \eta_{xc} & \eta_{yc} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中 y 为垂直刀位和垂直轮位之和。

X 轴工作台与床身之间的变换矩阵为

$$\boldsymbol{V}_{AS12} = \boldsymbol{V}_{ASs12} \boldsymbol{V}_{ASse12} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -\varepsilon_{2sz} & \varepsilon_{2sy} & \delta_{2sx} \\ \varepsilon_{2sz} & 1 & -\varepsilon_{2sx} & \delta_{2sy} \\ -\varepsilon_{2sy} & \varepsilon_{2sx} & 1 & \delta_{2sz} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

其中 x 为水平刀位和轴向轮位沿床身坐标系 x_1 方向的分量之和。

Z 轴工作台与床身之间的变换矩阵为

$$\boldsymbol{V}_{AS15} = \boldsymbol{V}_{ASs15} \boldsymbol{V}_{ASse15} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -\eta_{xz}z \\ 0 & 1 & 0 & -\eta_{yz}z \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -\varepsilon_{5sz} & \varepsilon_{5sy} & \delta_{5sx} \\ \varepsilon_{5sz} & 1 & -\varepsilon_{5sx} & \delta_{5sy} \\ -\varepsilon_{5sy} & \varepsilon_{5sx} & 1 & \delta_{5sz} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

其中 z 为床位和轴向轮位沿床身坐标系在 z_1 方向的分量之和。

B 轴工作台与床身之间的变换矩阵为

$$\boldsymbol{V}_{AS56} = \boldsymbol{V}_{ASpe56} \boldsymbol{V}_{ASs56} \boldsymbol{V}_{ASse56} = \begin{bmatrix} 1 & -\eta_{xb} & 0 & 0 \\ \eta_{xb} & 1 & \eta_{zb} & 0 \\ 0 & -\eta_{zb} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sin\delta_M & 0 & \cos\delta_M & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\cos\delta_M & 0 & \sin\delta_M & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -\varepsilon_{6sz} & \varepsilon_{6sy} & \delta_{6sx} \\ \varepsilon_{6sz} & 1 & -\varepsilon_{6sx} & \delta_{6sy} \\ -\varepsilon_{6sy} & \varepsilon_{6sx} & 1 & \delta_{6sz} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

其中 δ_M 为轮坯安装角。

A 轴与 B 轴工作台之间的变换矩阵为

$$\boldsymbol{V}_{AS67} = \boldsymbol{V}_{ASpe67} \boldsymbol{V}_{ASs67} \boldsymbol{V}_{ASse67} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\eta_{xa} & 0 \\ 0 & 1 & -\eta_{ya} & 0 \\ \eta_{xa} & \eta_{ya} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi & 0 & 0 \\ \sin\varphi & \cos\varphi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -\varepsilon_{7sz} & \varepsilon_{7sy} & \delta_{7sx} \\ \varepsilon_{7sz} & 1 & -\varepsilon_{7sx} & \delta_{7sy} \\ -\varepsilon_{7sy} & \varepsilon_{7sx} & 1 & \delta_{7sz} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

其中 φ 为 A 轴转角。

轮坯与 A 轴之间的变换矩阵为

$$\boldsymbol{V}_{AS78} = \boldsymbol{I} \quad (9)$$

根据铣齿机各部件的变换矩阵,轮坯和刀盘之间的变换矩阵为

$$\boldsymbol{V}_{AS84} = \boldsymbol{V}_{AS78}^{-1} \boldsymbol{V}_{AS67}^{-1} \boldsymbol{V}_{AS56}^{-1} \boldsymbol{V}_{AS15}^{-1} \boldsymbol{V}_{AS12} \boldsymbol{V}_{AS23} \boldsymbol{V}_{AS34} \quad (10)$$

加工过程中,大轮刀盘公转角 Δq_2 随时间均匀变化,可看作时间变量,进而依据啮合理论生成带有误差的齿面模型

$$\begin{cases} \boldsymbol{r}_2 = \boldsymbol{V}_{AS84} \boldsymbol{r}_t \\ \boldsymbol{v}^{(12)}(\boldsymbol{V}_{AS84} \boldsymbol{n}_t) = 0 \end{cases} \quad (11)$$

式中 $\boldsymbol{r}_t$ ——刀盘内外直线刃上任意点径矢
 $\boldsymbol{n}_t$ ——刀盘锥面任意点处的单位法矢
 $\boldsymbol{V}_{AS84}$ ——刀盘坐标系与轮坯坐标系之间带有误差项的齐次变化矩阵
 $\boldsymbol{v}^{(12)}$ ——齿面上任意点的相对速度

2.2 齿面加工误差分类

齿面加工误差分为齿形偏差和齿距偏差,通常选用离散齿面模型进行描述^[11-12]。

齿形偏差描述了同坐标系下理想齿面上的某点位置与实际加工齿面上的对应点位置间的偏差。齿形偏差越小,齿轮副实际运动误差图和接触区分布图越接近^[13]。

齿距是齿轮分度圆上相邻齿上同侧点间的圆弧长度。齿距偏差为实际齿距与公称齿距间的差值,直接影响齿轮传动准确性。

2.3 映射函数推导

各轴几何误差,即位置误差与运动误差,对齿面误差的映射关系记为影响系数 $\boldsymbol{M}_e$,其中 $a_{i,j,k}$ 的下标 i 表示检测点所在行, j 表示检测点所在列, k 表示误差编号。 $a_1, \dots, a_9$ 为位置误差,各行取值相同,表示在切齿过程保持不变。运动误差在各行取值不同,表示在切齿过程中不断变化。

$$\boldsymbol{M}_G = \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & \cdots & a_9 & a_{1,1,10} & a_{1,1,11} & \cdots & a_{1,1,39} \\ a_1 & a_2 & \cdots & a_9 & a_{1,2,10} & a_{1,2,11} & \cdots & a_{1,2,39} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_1 & a_2 & \cdots & a_9 & a_{5,9,10} & a_{5,9,11} & \cdots & a_{5,9,39} \end{bmatrix} \quad (12)$$

依据拟合样本计算齿面各点齿形偏差,选用一阶、二阶或更高阶次回归方程进行数据拟合。一次项、二次项和三次项的系数分别是 $b_{i,j,k}$ 、 $c_{i,j,k}$ 、 $d_{i,j,k}$, 其中 $i=1,2,\cdots,5$ 为行数, $j=1,2,\cdots,9$ 为列数, $k=1,2,\cdots,39$ 为几何误差编号。以一次项系数矩阵为例,形式为

$$\boldsymbol{B}_G = \begin{bmatrix} b_{1,1,1} & b_{1,2,1} & \cdots & b_{5,9,1} \\ b_{1,1,2} & b_{1,2,2} & \cdots & b_{5,9,2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ b_{1,1,39} & b_{1,2,39} & \cdots & b_{5,9,39} \end{bmatrix} \quad (13)$$

为了讨论齿距偏差,需将误差矩阵扩展到多个齿情况,用 $\boldsymbol{M}_{G(i)}$ 来表示切第 i 个齿的机床几何误差。

$$\boldsymbol{M}_{G(i)} = \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & \cdots & a_9 & a_{1,1,10(i)} & a_{1,1,11(i)} & \cdots & a_{1,1,39(i)} \\ a_1 & a_2 & \cdots & a_9 & a_{1,2,10(i)} & a_{1,2,11(i)} & \cdots & a_{1,2,39(i)} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_1 & a_2 & \cdots & a_9 & a_{5,9,10(i)} & a_{5,9,11(i)} & \cdots & a_{5,9,39(i)} \end{bmatrix} \quad (14)$$

选取齿面中点描述齿距偏差,由于位置误差对各个齿面中点影响相同,所以齿距偏差仅与运动误差有关。当齿数为 z 时,齿面中点运动误差矩阵为

$$\boldsymbol{M}_{MD} = \begin{bmatrix} a_{3,5,10(1)} & a_{3,5,11(1)} & \cdots & a_{3,5,39(1)} \\ a_{3,5,10(2)} & a_{3,5,11(2)} & \cdots & a_{3,5,39(2)} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{3,5,10(z)} & a_{3,5,11(z)} & \cdots & a_{3,5,39(z)} \end{bmatrix} \quad (15)$$

依据拟合样本计算相邻齿齿距偏差,选用一阶、二阶或更高阶次回归方程进行数据拟合。一次项、二次项和三次项的系数分别是 f_k 、 g_k 、 h_k , $k=1,2,\cdots,39$ 为几何误差编号。

经过拟合结果分析对比,一阶模型预测效果较差,三阶模型预测误差比二阶模型稍大。所以,本文选用二阶模型公式

$$\begin{bmatrix} e_{11} \\ e_{12} \\ \vdots \\ e_{59} \end{bmatrix} = \boldsymbol{M}_G \begin{bmatrix} b_{1,1,1} & b_{1,2,1} & \cdots & b_{5,9,1} \\ b_{1,1,2} & b_{1,2,2} & \cdots & b_{5,9,2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ b_{1,1,39} & b_{1,2,39} & \cdots & b_{5,9,39} \end{bmatrix} + \boldsymbol{M}_G^2 \begin{bmatrix} c_{1,1,1} & c_{1,2,1} & \cdots & c_{5,9,1} \\ c_{1,1,2} & c_{1,2,2} & \cdots & c_{5,9,2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ c_{1,1,39} & c_{1,2,39} & \cdots & c_{5,9,39} \end{bmatrix} \quad (16)$$

式(16)描述几何误差综合作用下的齿形偏差。

$$\boldsymbol{f}_{pti} = \boldsymbol{r}_{35} \begin{bmatrix} a_{3,5,10(i)} - a_{3,5,10(i-1)} \\ a_{3,5,11(i)} - a_{3,5,11(i-1)} \\ \vdots \\ a_{3,5,39(i)} - a_{3,5,39(i-1)} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} f_{10} \\ f_{11} \\ \vdots \\ f_{39} \end{bmatrix} + \boldsymbol{r}_{35} \begin{bmatrix} a_{3,5,10(i)}^2 - a_{3,5,10(i-1)}^2 \\ a_{3,5,11(i)}^2 - a_{3,5,11(i-1)}^2 \\ \vdots \\ a_{3,5,39(i)}^2 - a_{3,5,39(i-1)}^2 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} g_{10} \\ g_{11} \\ \vdots \\ g_{39} \end{bmatrix} \quad (17)$$

式(17)描述几何误差综合作用下的齿形偏差。 $\boldsymbol{r}_{35}$ 为齿面中点径矢。

3 机床精度逆向解析

如前所述,逆向解析是由产品精度逆向推导机床各轴精度的过程,这一过程以铣齿机制造成本为优化目标,以齿面加工精度要求为优化条件。

设 C_m 是在任意情况下的总成本函数

$$C_m = \sum_{i=1}^{39} (k_i t_i)^{-s_i} \quad (18)$$

其中,成本权重系数 k_i 、成本特征系数 s_i 、各项几何精度的半公差带宽 t_i 由机床构型、运动关系和产品精度等综合确定具体取值。在精度实现成本相等^[14]的约束下,各项几何精度 A_i 的实现成本 $(k_i t_i)^{-s_i}$ 相等。

为了求取机床总成本最低时的各运动轴精度,建立优化目标函数

$$\min f = C_m / C'_m \quad (19)$$

式中 C'_m 是成本基准值,即公差带取基准值时的铣齿机成本。

约束条件为:当齿轮凸面和凹面的齿形偏差和齿距偏差对应的概率 P_i ($i=1,2,3,4$) 都大于当前公差带下满足齿面加工精度的概率 P_0 时,可认为满足齿面加工精度要求。

计算过程如图 4 所示,首先设定机床几何精度公差带宽。随后,假设每项几何误差均服从零均值

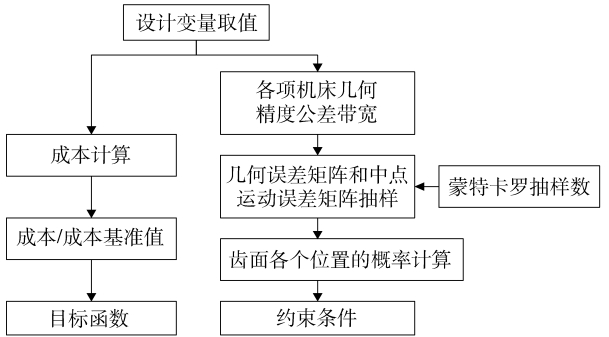


图 4 迭代计算流程图

Fig. 4 Optimum calculation for each iteration

正态分布,按此规律抽取形如公式(12)的几何误差矩阵 M_g ,根据近似模型可得离散齿面的齿形偏差,通过比较,可得齿形最大偏差。同理,以正态分布规律抽取形如公式(15)的中点运动误差,根据近似模型即可算出 a 个齿距偏差(a 为齿数),再取这些齿距偏差绝对值的最大值。重复抽样可得到多组齿形最大偏差和齿距最大偏差,当抽样数足够多时,可认为机床几何精度在当前公差带下满足齿面加工精度的近似概率,由此得到机床各项几何精度优化设计值。

4 算例

当齿轮副几何参数如表1、机床调整参数如表2时,建立的理论离散齿面如图5a所示。

表 1 齿轮几何参数

Tab.1 Gear geometry parameters

几何参数	取值
齿数	25
模数/mm	9
外端节圆直径/mm	225
齿面宽/mm	40
节锥距/mm	108.9921
螺旋角/(°)	28.4557
节锥角/(°)	60.6477
面锥角/(°)	61.8418
根锥角/(°)	53.7701
偏置距/mm	40
旋向	右旋

表 2 机床调整参数

Tab.2 NC machine installation parameters

机床调整参数	取值
径向刀位/mm	99.1452
角向刀位/(°)	59.5759
轮坯安装角/(°)	53.7701
垂直轮位/mm	-14.2934
床位/mm	2.9888
轴向轮位/mm	-6.0152
滚比	1.031202
刀盘名义半径/mm	114.3
刀顶距/mm	3.75
内侧压力角/(°)	-18
外侧压力角/(°)	24.5

随机选取第5齿作为研究对象,由不同机床几何误差生成不同的误差离散齿面,如图5b、图5c、图5d所示,分别为Y轴直线运动误差引起的误差离散齿面、A轴回转运动误差引起的误差离散齿面以及B轴定位误差引起的误差离散齿面。图中红色点组成误差齿面,黑色点组成理论齿面。

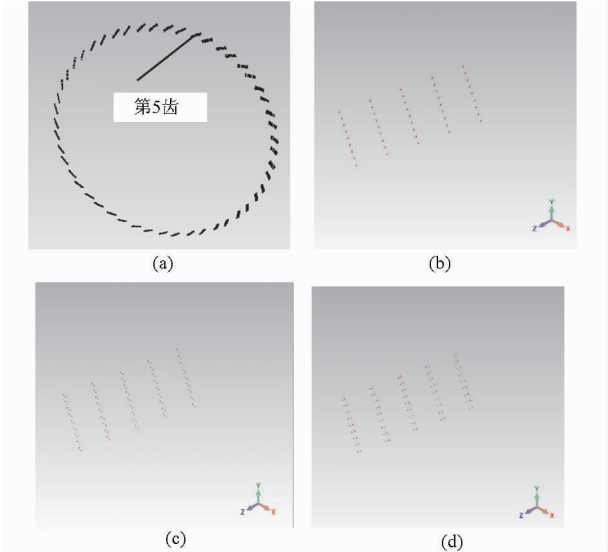


图5 理论齿面与误差齿面

Fig.5 Gear surfaces constructed by theory and with interference error

(a) 理论齿面 (b) Y轴直线运动误差

(c) A轴回转运动误差 (d) B轴定位误差

依据GB/T 11365—1989《锥齿轮和准双曲面齿轮精度》,六级精度的齿轮,其齿距偏差为16 μm,齿形偏差没有标准。依据实际加工经验,设定齿形极限偏差为齿距极限偏差的一半^[15]。机床几何误差区间为 $[-0.01,0.01]$,其中平移量单位为mm,旋转量单位为(°),依蒙特卡洛法进行抽样,计算齿面最大齿形误差和齿距误差。结果显示,各齿面近似模型的预测误差不大于0.5 μm。由此,公差带的基准值设为0.5 μm。逆向解析迭代过程中,最小步长为变量区间的1/20,迭代上限为2 000次。计算结果,即各轴几何精度优化设计值如表3所示。

同时,表3列出了YK2275型数控机床的各轴精度测量值,可看出实测值与设计值比较接近,说明本文精度设计方法合理,结果可靠。

表 3 YK2275 型铣齿机精度设计结果与实测结果

Tab.3 Design result and measurement result for each NC axis geometry precision in YK2275

参数	实测值	设计值
X轴精度/μm	2.2	3.2
Y轴精度/μm	5.9	3.2
Z轴精度/μm	4.8	4.8
A轴精度/(°)	4	5.7
B轴精度/(°)		7.7

5 结论

(1)根据基于多体系统运动学理论,建立了包含几何误差的机床各部件相邻体变换矩阵,进而得到包含机床各部件几何误差的齿面方程。选择齿形

偏差和齿距偏差来表征机床各部件的几何误差导致的齿轮加工误差,通过三阶以内的回归方程拟合,建立了几何误差综合作用时的齿形偏差及齿距偏差近似模型。

(2)根据齿面加工精度要求,基于齿形误差和齿距偏差近似模型,采用蒙特卡罗法进行了铣齿机

精度分析,根据精度分析结果确定了机床各项几何精度的设计变量初始值和上下限。

(3)构造以降低铣齿机成本为优化目标,以满足齿面加工精度要求为约束条件的精度综合优化模型,求解了机床各项几何精度指标的优化值。

参 考 文 献

- 1 刘又午. 多体动力学的休斯敦方法及其发展[J]. 中国机械工程, 2000,11(6):601-607.
Liu Youwu. Development of Huston's method on multibody dynamics [J]. China Mechanical Engineering, 2000,11(6): 601-607. (in Chinese)
- 2 何柏岩,刘宝栋,王树新,等. 机械多体系统运动功能可靠性研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2005(8): 7-9.
He Baiyan, Liu Baodong, Wang Shuxin, et al. Study on the motion functional reliability of mechanical multibody system [J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2005(8): 7-9. (in Chinese)
- 3 贺甲,田学光,张德龙,等. 基于休斯敦方法的机械手误差建模与分析[J]. 工程设计学报,2010,17(6):439-443.
He Jia, Tian Xueguang, Zhang Delong, et al. Error analysis and error modeling of manipulator based on Huston method [J]. Journal of Engineering Design, 2010, 17(6):439-443. (in Chinese)
- 4 李永刚,宋轶民,张策. 基于现代微分几何的机器人研究现状[J]. 中国机械工程,2007, 18(2):238-243.
Li Yonggang, Song Yimin, Zhang Ce. State-of-the-art of robotics research based on modern differential geometry [J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(2):238-243. (in Chinese)
- 5 陈书涵,严宏志,明兴祖,等. 基于多体系统理论的螺旋锥齿轮误差齿面建立与分析[J]. 制造技术与机床,2008(8):102-106.
Chen Shuhan, Yan Hongzhi, Ming Xingzu, et al. Error surfaces establishment and analysis on spiral bevel gear based on multibody system theory [J]. Manufacturing Technology and Machine Tool, 2008(8):102-106. (in Chinese)
- 6 何柏岩,朱志辉,王树新,等. 含有随机参数的机械多体系统动力学建模与仿真[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2005(7): 5-8.
He Baiyan, Zhu Zhihui, Wang Shuxin, et al. Dynamic modeling and simulation of mechanical multibody systems with probabilistic parameters [J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2005(7):5-8. (in Chinese)
- 7 郭晓东,张卫青,张明德,等. 螺旋锥齿轮切齿调整参数的精确反调[J]. 重庆大学学报,2011,34(3):32-37.
Guo Xiaodong, Zhang Weiqing, Zhang Mingde, et al. The machine setting reverses method of spiral bevel gear [J]. Journal of Chongqing University, 2011, 34(3):32-37. (in Chinese)
- 8 张卫青,张明德,郭晓东,等. 全数控锥齿轮铣齿机运动控制方法及切齿实验研究[J]. 中国机械工程,2009,20(22):2733-2737.
Zhang Weiqing, Zhang Mingde, Guo Xiaodong, et al. Research on the kinematic control method of CNC hypoid cutting machine and the cutting experiments [J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(22): 2733-2737. (in Chinese)
- 9 Daisuke Kono, Atsushi Matsubara, Iwao Yamaji, et al. High-precision machining by measurement and compensation of motion error [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture,2008,48(10):1103-1110.
- 10 Wanga Z G, Chenga X, Nakamotoa K, et al. Design and development of a precision machine tool using counter motion mechanisms [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010, 50(4):357-365.
- 11 郭晓东,张明德,张卫青,等. 锥齿轮齿距及齿形偏差测量与分析方法[J]工具技术,2009,43(11):80-83.
Guo Xiaodong, Zhang Mingde, Zhang Weiqing, et al. Measuring and analysis of pitch deviation and tooth form deviation of bevel gear [J]. Tool Engineering, 2009, 43(11): 80-83. (in Chinese)
- 12 王军,王小椿,姜虹,等. 弧齿锥齿轮真实齿面的测量及齿面偏差的确定和补偿方法研究[J]. 中国航空学报:英文版, 2003,16(3):182-186.
Wang Jun, Wang Xiaochun, Jiang Hong, et al. Measurement and compensation of deviations of real tooth surface of spiral bevel gear [J]. Chinese Journal of Aeronautics,2003,16(3):182-186. (in Chinese)
- 13 张卫青,郭晓东,张明德,等. 锥齿轮测量齿面接触分析方法研究[J]. 机械传动,2010,34(7):5-8, 14.
Zhang Weiqing, Guo Xiaodong, Zhang Mingde, et al. The TCA methods of measured tooth surface of spiral bevel gear [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2010, 34(7): 5-8, 14. (in Chinese)
- 14 金泰义. 精度理论与应用[M]. 合肥:中国科学技术大学出版社,2005.
- 15 魏巍. 面向齿轮传动性能的螺旋锥齿轮铣齿机精度设计方法研究[D]. 天津:天津大学,2011.
Wei Wei. Gear transmission performance orientated precision design methodology of spiral bevel gear milling machine [D]. Tianjin: Tianjin University, 2011. (in Chinese)

D – H Quaternion Method for Inverse Kinematics of Serial Mechanisms

Zhang Zhonghai Li Duanling
(School of Automation, Beijing University of Posts and Telecommunications, Beijing 100876, China)

Abstract: The normal quaternion method of inverse kinematics of serial mechanisms has the limitation of lacking equations and is difficult to solve. In order to solve these problems and put forward a new method of inverse kinematics of serial mechanisms, a D – H quaternion method for inverse kinematics of serial mechanisms is proposed. The general equation of quaternion transformation including D – H parameters was given first. Two equations of position and posture were obtained by separating the general equation of quaternion transformation. By these two equations, an equation system with seven equations was constructed, which met the number requirement of the equations for inverse kinematics of serial mechanisms with more than four degrees of freedom. In order to lower the difficulty in solving equations, the degree of posture equation was reduced to half by taking half of the trigonometric function in the original posture equation to construct a new posture equation. By using the proposed D – H quaternion method, the inverse kinematics of PUMA robot was analyzed, and eight groups of inverse solutions were obtained. Three dimensional models of PUMA robot were established based on the eight groups of inverse solutions. Measured results of end positions and postures in the three dimensional models are consistent with the given values. The example of PUMA robot shows the correctness and validity of the proposed D – H quaternion method.

Key words: Serial mechanism Inverse kinematics D – H quaternion PUMA robot



(上接第 287 页)

Precision Reverse Design of Numerical Controlled (NC)
Machine on the Basis of Multibody Theory

Xing Yuan Zhang Lianhong He Baiyan Wang Shuxin
(Key Laboratory of Mechanism Theory and Equipment Design, Ministry of Education,
Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Usually machine geometry precision design is preformed depending on human experience but not reference data form design theory. To learn numerical effect an approximate model of relationship between machine geometry precision and product machining precision is provided based on multibody theory. The analysis results by Monte Carlo sampling would deduce geometry precision of each axis in machine. Taking geometry precision design of spiral bevel gear milling machine as an example, the approximate model well explains effect of machine geometry error on gear product surface machining quality by explicit. Then geometry precision of each axis is obtained by mapping from tooth surface machining precision.

Key words: Multibody theory NC machining Geometry precision Machining precision Reverse design